文章编号:1000-8152(2010)12-1674-07

### 液压混合动力履带车辆联合制动模糊控制

赵广俊,吕建刚,宋 彬,郭 博

(军械工程学院火炮工程系,河北石家庄050003)

摘要:针对液压混合动力履带车辆联合制动系统,为了实现制动过程平稳性,提出了基于制动力分配原则的模 糊控制策略.首先在MATLAB中建立了能量再生制动系统和机械制动系统以及车辆动力学仿真模型,然后设计了 以制动力分配系数为控制变量的联合制动模糊控制器,给出了模糊控制规则,建立了控制系统仿真模型,并在不同 制动强度条件下对车辆制动过程进行仿真.仿真结果表明,联合制动模糊控制系统能够有效回收制动能量,同时 与PID控制相比明显改善和提高了履带车辆制动过程稳定性.

关键词: 液压混合动力; 履带车辆; 联合制动; 模糊控制; PID控制 中图分类号: TP273 文献标识码: A

# Fuzzy control of combined braking system in hydraulic hybrid tracked vehicle

ZHAO Guang-jun, LÜ Jian-gang, SONG Bin, GUO Bo

(Department of Artillery Engineering, Ordnance Engineering College, Shijiazhuang Hebei 050003, China)

**Abstract:** To achieve the braking stability of hydraulic hybrid tracked vehicle with combined braking system, the fuzzy control method based on braking moment distribution principle is proposed. First, the models of energy regeneration braking system, mechanical friction braking system and vehicle dynamical model are developed by using MATLAB. Then, the fuzzy controller with braking moment distribution coefficient as control variable is designed, and the fuzzy variables inference rules are put forward. The simulation model of control system is set up, and the braking process is simulated in different braking intensities. The simulation results indicate that the combined braking fuzzy control system can recover braking energy efficiently, and improve braking stability of the tracked vehicle significantly in comparing to PID control.

Key words: hydraulic hybrid; tracked vehicle; combined braking; fuzzy control; PID control

#### 1 引言(Introduction)

目前,机械摩擦制动仍然是履带车辆的主要制动 方式,该制动方式不仅浪费了大量的制动能量,也导 致了制动器的热衰退性等安全隐患<sup>[1]</sup>.履带车辆液 压储能式制动能量再生系统能够将车辆的制动能量 转化为液压能储存在蓄能器中,并在车辆加速或起 步时将能量释放出来供给车辆使用,使制动能量得 到回收再利用,大大提高履带车辆的燃油经济性和 动力性.

同时,为提高车辆制动过程的平稳性,能量再生制动必须与车辆的现有制动方式进行匹配,实现能量再生制动系统和机械制动系统的联合制动.然而,由于受到地面状况等因素的影响,利用一般控制方法很难实现对履带车辆制动过程的稳定性控制.笔者利用模糊控制技术,对液压混合动力履带车辆联

合制动过程进行控制,实现了制动过程的平稳性.

- 联合制动系统分析与建模(Analysis and modeling of combined braking system)
- **2.1** 联合制动系统工作原理(Working principle of combined braking system)

液压混合动力履带车辆联合制动系统主要由制动踏板信号输入模块、测控与制动力分配模块、机械制动模块、车速测量模块、能量转换模块和能量储存模块组成.其工作原理图如图1所示.

在该系统中,制动踏板信号模拟驾驶员对车辆进 行制动时的踏板力度;车速测量模块向控制系统输 出车速信号;能量转换和能量储存模块用于制动能 量的转化、储存和再利用;测控与制动力分配模块 是系统的控制中心,它依据踏板制动力、车速信号

收稿日期: 2009-11-30; 收修改稿日期: 2010-11-15.

基金项目:军内科研计划资助项目(2009246).

以及车辆实际减速度的大小,调节机械制动系统制 动油缸压力和液压泵/马达排量,进而对机械制动力 矩和能量再生制动力矩进行控制.





Fig. 1 Working principle diagram of combined braking system

### 2.2 机械制动系统模型(Model of mechanical braking system)

某型履带车辆的机械制动系统由液压油源、电液比例阀、制动油缸和摩擦制动器组成.其中液压油源和传动系润滑系统共用一套液压系统,由齿轮泵供给压力油,并通过溢流阀使系统压力保持于1.1±0.1 MPa.

电液比例阀主要控制部件为三通比例减压阀,输入为电流*i*<sub>c</sub>,输出为比例阀阀芯位移*x*<sub>v</sub>.比例阀存在 滞环、延时、饱和以及空行程等非线性环节,其主要 参数为减压阀阻尼比 $\zeta$ 、减压阀频率 $\omega$ (Hz)和比例阀 阀芯位移增益 $K_a$ (m/A).

考虑到比例阀的非线性环节,电液比例阀方框图 如图2<sup>[2]</sup>.



#### 图 2 电液比例阀方框图

Fig. 2 Block diagram of electro-hydraulic proportional valve

考虑泄露、阻尼、油液压缩性及负载惯性等因素,阀控液压缸--负载动态方程如下<sup>[3]</sup>:

$$\begin{cases} Q_{\rm f} = K_{\rm Q} x_{\rm v} - K_{\rm c} P_{\rm f}, \\ Q_{\rm f} = A_{\rm t} s X_{\rm t} + C_{\rm sl} P_{\rm f} + \frac{V_{\rm t}}{4E_{\rm y}} s P_{\rm f}, \\ F_{\rm g} = A_{\rm t} P_{\rm f} = m_{\rm t} s^2 X_{\rm t} + B_{\rm t} s X_{\rm t} + K_{\varepsilon} X_{\rm t}. \end{cases}$$
(1)

式中:  $Q_f$ 为比例阀流量;  $K_Q$ 为比例阀流量-位移 系数 ((L·min<sup>-1</sup>)/m);  $K_c$  为比例阀流量-压力系数 ((L·min<sup>-1</sup>)/Pa);  $P_f$ 为液压缸容腔压力;  $A_t$ 为液压缸 活塞面积;  $X_t$ 为液压缸活塞位移;  $V_t$ 为液压缸总容 积;  $E_y$ 为油液体积弹性模量(bar);  $C_{sl}$ 为液压缸总 泄露系数((L·min<sup>-1</sup>)/Pa);  $F_g$ 为液压缸输出力;  $m_t$ 为 活塞与负载总质量;  $B_t$ 为负载运动粘性阻尼系 数(Pa·s);  $K_s$ 为负载弹性系数(N/m).

设K<sub>ce</sub> = K<sub>c</sub> + C<sub>sl</sub>,则由式(1)得到比例阀阀芯位 移至液压缸输出力的传递函数为

$$\frac{F_{\rm g}}{x_{\rm v}} = \frac{\frac{K_{\rm Q}}{A_{\rm t}}K_{\rm c}(\frac{m_{\rm t}}{K_{\varepsilon}}s^2 + \frac{B_{\rm t}}{K_{\varepsilon}}s + 1)}{\frac{V_{\rm t}m_{\rm t}}{4E_{\rm y}A_{\rm t}^2}s^3 + \left[\frac{K_{\rm ce}m_{\rm t}}{A_{\rm t}^2} + \frac{V_{\rm t}B_{\rm t}}{4E_{\rm y}A_{\rm t}^2}\right]s^2 + \left[1 + \frac{K_{\rm ce}B_{\rm t}}{A_{\rm t}^2} + \frac{V_{\rm t}K_{\varepsilon}}{4E_{\rm y}A_{\rm t}^2}\right]s + \frac{K_{\rm ce}K_{\varepsilon}}{A_{\rm t}^2},\tag{2}$$

某型履带车辆摩擦制动器制动力矩方程为[4]

$$T_{\rm m} = K(u)F,\tag{3}$$

式中:  $T_{\rm m}$ 为机械制动力矩; u为制动器摩擦系数; K(u)为制动器比例系数((N·m)/N); F为制动器所 受外力. 履带车辆制动时, 主要由制动油缸对制动 器施加外力, 因此有 $F = F_{\rm g}$ 成立.

不考虑活塞杆空行程,在MATLAB/Simulink中 建立的履带车辆机械制动系统模型如图3所示.



Fig. 3 Simulink model of mechanical braking system

机械制动系统主要参数的取值如表1所示.

表1 机械制动系统参数表

Tat	ble i Param	eters of mecha	anical braking s	ystem

参数	$K_{\rm a}$	ω	$\zeta$	$K_{\mathbf{Q}}$	$K_{\rm c}$	$E_{\rm y}$	$C_{\rm sl}$	$B_{\rm t}$	$K_{\varepsilon}$	K(u)
大小	$6.1 \times 10^{-3}$	80	0.6	$2.63 \times 10^3$	$1.1 \times 10^{-4}$	$1.7 \times 10^4$	$2.1 \times 10^{-6}$	510	$1.2 \times 10^{6}$	1.9

#### 2.3 能量再生制动系统模型(Model of energy regenerative braking system)

履带车辆液压储能式制动能量再生系统主要 由电液比例变量液压泵/马达、气囊式蓄能器以及 溢流阀、单向阀和加压密闭油箱等组成.

气囊式蓄能器工作过程中,气体状态的变化规 律符合理想气体状态方程<sup>[5]</sup>:

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{const},$$
 (4)

式中:  $p_0$ 为蓄能器的充气压力;  $V_0$ 为蓄能器容积;  $p_1$ 为蓄能器最低工作压力;  $V_1$ 为压力 $p_1$ 时的蓄能 器气体体积;  $p_2$ 为蓄能器最高工作压力;  $V_2$ 为压力  $p_2$ 时的蓄能器气体体积; n为多变指数, 等温条件 下取1, 绝热条件下取1.4, 在本文中取n = 1.4.

由上式推导得蓄能器任意t时刻压力p(p ≤ p<sub>2</sub>)与蓄能器内油液体积的变化量ΔV的关系式 为

$$p = p_0 \left(\frac{V_0}{V_1 - \Delta V}\right)^{1.4} = p_0 p_1 \left(\frac{V_0}{p_0^{0.7} V_0 - p_1^{0.7} \Delta V}\right)^{1.4}.$$
(5)

当蓄能器压力达到p2后,蓄能器不再充液,过多油液从溢流阀流出,系统压力保持不变.

液压泵/马达作为泵工况时的转矩平衡方程为

$$T_{\rm p}\eta_{\rm pm} = \frac{1}{2\pi \times 10^6} V_{\rm p} \Delta p_{\rm p},\tag{6}$$

式中:  $T_p$  为液压泵输入扭矩,即再生制动扭 矩(N·m); $\eta_{pm}$ 为液压泵机械效率; $V_p$ 为液压泵排 量(ml/r); $\Delta P_p$ 为液压泵进出油口压力差(Pa).

设在t时刻流经液压泵的瞬时流量为Q (L/min),则

$$Q = \frac{V_{\rm p} i_{\rm pz} v \eta_{\rm pv}}{r_{\rm z} \times 120\pi},\tag{7}$$

式中: v为车速(km/h);  $i_{pz}$ 为液压泵至主动轮的传动比;  $\eta_{pv}$ 为液压泵容积效率;  $r_z$ 为主动轮半径(m).

忽略液压管路中的压力和流量损失,取液压泵 入口处压力为零,在任意t时刻有

$$\begin{cases} \Delta P_{\rm p} = p, \\ \Delta V = \int_0^t Q \mathrm{d}t. \end{cases}$$
(8)

在MATLAB/Simulink中建立的能量再生制动系统 模型如图4所示.



图 4 能量再生制动系统模型

Fig. 4 Simulink model of energy regenerative braking system

### **2.4** 车辆动力学模型(Dynamical model of tracked vehicle)

履带车辆制动过程中主要受到地面行驶阻力、空气阻力、坡道阻力和制动系统制动力.在平地直线行驶及主离合器分离的情况下,履带车辆制动过程动力学方程为<sup>[6]</sup>:

$$\delta \frac{W}{g} \ddot{x} + \frac{T_{\rm m} i_{\rm mz} + T_{\rm p} i_{\rm pz}}{r_{\rm z} \eta_{\rm z}} + \frac{C_{\rm d} A v^2}{21.15} + W f = 0, \qquad (9)$$

式中: W为车重; g为重力加速度, 取g = 9.8;  $\delta$ 为 质量增加系数, 其经验公式为 $\delta$  = 1.2 + 0.002 $i_T^2$ ,  $i_T$ 为车辆行驶时传动装置的传动比;  $i_{mz}$ 为机械制 动器至主动轮传动比;  $i_{pz}$ 为液压泵至主动轮传动 比;  $r_z$ 为主动轮半径;  $\eta_z$ 为机械传动效率;  $C_d$ 为空 气动力阻力系数; A为车辆在行驶方向上的投影面 积; v为车速; f为地面行驶阻力系数.

在MATLAB/Simulink中建立的履带车辆动力 学模型如图5所示.



图 5 履带车辆动力学模型 Fig. 5 Dynamical model of tracked vehicle

## **3** 联合制动系统控制策略(Control method of combined braking system)

履带车辆在不同行驶条件下进行制动时,为保

持制动过程的平稳,控制系统必须时刻根据驾驶员的意图,即制动踏板开度的大小,调节车辆制动力.同时,履带车辆制动力由机械摩擦制动力和能量再生制动力组成,出于制动安全以及保护机械制动器的目的,二者在总制动力中所占的比重应该随车速和制动强度的变化而改变.模糊控制具有鲁棒性强,稳定性高,设计和实现简单,不依赖于被控对象精确的数学模型等特点<sup>[7~9]</sup>.因此,文中采用模糊控制策略,调节制动力分配系数,对机械制动力矩和能量再生制动力矩进行控制.履带车辆联合制动系统控制策略框图如图6所示.







驾驶员踩下制动踏板,首先总制动力控制器根 据驾驶员意图和车辆实际减速度作出判断,增大 或减小总制动力,并将制动踏板信号转化为控制 电流信号;其次,制动力分配控制器根据车速和制 动踏板输入信号对总制动力进行分配,确定机械 制动力矩和能量再生制动力矩的分配系数;最后, 通过改变制动油缸压力和液压泵排量的大小,实 现对各制动力的控制.制动过程中对制动力进行 分配时,若能量再生制动力矩达到能量再生制动 系统当前压力下的最大值,而总制动力尚不能满 足制动需求,则由机械制动系统补充所需制动力 不足部分.

假设在采样周期T时间内,总制动力变化量为  $\Delta F$ ,机械制动力矩和能量再生制动力矩变化 量分别为 $\Delta T_{\rm m}$ 和 $\Delta T_{\rm p}$ ,制动力分配系数为 $\sigma$ , $\sigma \in$ [-0.5 0.5],则有以下关系式成立:

$$\begin{cases} \Delta T_{\rm m} = \frac{r_{\rm z} \eta_{\rm z} \Delta F}{i_{\rm mz}} (\frac{1}{2} - \sigma), \\ \Delta T_{\rm p} = \frac{r_{\rm z} \eta_{\rm z} \Delta F}{i_{\rm pz}} (\frac{1}{2} + \sigma). \end{cases}$$
(10)

由上式可以看出,随着制动力分配系数 $\sigma$ 取值的不同, $\Delta T_{\rm m}$ 和 $\Delta T_{\rm p}$ 随之变化,机械制动力矩和能

量再生制动力矩呈现不同的变化趋势.

4 模糊控制器设计(Design of fuzzy controller)

#### 4.1 模糊语言变量(Fuzzy language variables)

根据控制系统的需要,模糊控制器选择车速v(m/s)和制动强度z(m/s<sup>2</sup>)为模糊控制器的输入 变量,制动力分配系数σ为控制变量.

选取输入量车速v的基本论域为[0, 60],制动 强度z的基本论域为[0, 5];输出量制动力分配系 数σ的基本论域为[-0.5,0.5].

车速v和制动强度z均取L(低), MS(中低), M (中), MB(中高), H(高)5个水平; 制动力分配系数 σ取NB(负大), NS(负小), ZO(零), PS(正小), PB(正 大)5个水平.

### **4.2** 变量隶属函数(Membership function of variables)

常用的隶属函数有三角形、梯形、钟形和高斯 型等.根据经验,模糊控制器的输入变量和输出变 量均选用三角形隶属函数,各变量隶属函数图如 图7所示.



Fig. 7 Membership function plots of fuzzy variables

### **4.3** 模糊控制规则(Fuzzy variables inference rules)

模糊控制的目标在于实现履带车辆不同制动 强度要求下能量再生制动力矩和机械制动力矩的 有效分配,保证制动系统的安全和使用效率,满足 车辆制动性能,保持制动过程的稳定性,对制动能 量进行有效回收和利用<sup>[10~12]</sup>.模糊控制的主要原 则有:

 在车辆速度较高以及制动强度不大时,为 了保护机械摩擦片,并尽可能多的回收制动能量, 主要利用能量再生制动系统进行制动.

 2) 在车速较低情况下制动时,由于能量再生 制动效率和制动强度下降,为保证停车的安全性 和可靠性,主要使用机械制动系统进行制动.

3) 车辆制动强度较高时,为获得较高的制动加速度和保证制动安全性,主要采用机械摩擦制动,较少或不使用能量再生制动系统.

4) 能量再生制动力矩与机械摩擦制动力矩之

和等于对车辆制动所需的总制动力矩.

依据上述规则建立的模糊控制规则表如表2所 示.

表2 制动力分配模糊控制规则表

 Table 2 Rules for braking moment distribution

 fuzzy controller

	-				
$z \backslash \sigma \backslash v$	L	MS	М	MB	Н
L	NS	PS	PB	PB	PB
MS	NS	ZO	PS	PS	PB
М	NB	NS	ZO	PS	PB
MB	NB	NS	NS	ZO	PS
Н	NB	NB	NB	NS	NS

#### 5 仿真与分析(Simulation and analysis)

基于以上分析,在MATLAB/Simulink中建立的 某型履带车辆联合制动模糊控制系统仿真模型如 图8所示.



#### 图 8 联合制动模糊控制系统仿真模型

Fig. 8 Simulink model of combined braking fuzzy control system

主要仿真参数为: 履带车辆质量*m* = 20 t, 质 量增加系数 $\delta$  = 1.2, 传动比 $i_{mz} = i_{pz} = 5.85$ , 主 动轮半径 $r_z = 0.264$  m, 机械传动效率 $\eta_z = 0.9$ ; 风阻系数 $C_d = 0.8$ , 车辆迎风面积A = 2.35 m<sup>2</sup>; 地面行驶阻力系数f = 0.05, 地面附着系数 $\phi =$ 0.75; 液压泵最大排量 $V_{p max} = 107$  ml/r, 机械效 率 $\eta_{pm} = 0.95$ , 容积效率 $\eta_{pv} = 0.95$ ; 蓄能器容 积 $V_0 = 63$  L, 充气压力 $p_0 = 12$  MPa, 最低工作 压力 $p_1 = 15$  MPa, 最高工作压力 $p_2 = 31.5$  MPa; 制动油缸活塞直径 $d_0 = 60$  mm, 活塞行程l =120 mm, 活塞杆和负载总质量 $m_t = 0.5$  kg.

为验证履带车辆联合制动模糊控制系统对制 动过程的控制效果,并和PID控制方法进行对比, 本文在履带车辆初速 $v_0 = 60$  km/h, 蓄能器初始 压力 $p_{ini} = 15$  MPa, 制动强度分别为z = 1 m/s<sup>2</sup>, z = 2 m/s<sup>2</sup>和z = 3 m/s<sup>2</sup> 3种情况下对履带车辆联 合制动过程进行仿真, 仿真结果如图9所示. 其中, 图(a)、图(b)和图(c)为模糊控制仿真结果, 图(d)为 制动强度z = 2 m/s<sup>2</sup>条件下PID控制仿真结果.





Fig. 9 Graphs of mechanical and energy regenerative braking moments

在小制动强度下, 能量再生制动系统所能提供 的制动力矩能够满足车辆制动需求, 因此在整个 制动过程中能量再生制动系统提供车辆制动所需 的大部分制动力; 车速降到较低时制动力分配系 数减小, 机械制动力迅速升高并使车辆制动停车. 在中等制动强度下, 在制动初期制动力分配系数 虽然较大, 但再生制动力矩不足以提供车辆全部 的制动力, 为达到制动目的机械制动力参与制动; 随着系统压力的升高, 再生制动力矩迅速升高, 满 足了系统对能量再生制动力的分配需求, 机械制 动力随之下降; 随着车速的降低, 为保证制动的安 全性,制动力分配系数减小,再生制动力矩减小, 机械制动力升高并最终使车辆制动停车.在大制 动强度下,一般为紧急制动情况,机械制动系统提 供车辆制动所需的大部分制动力,以保证车辆制 动过程平稳可靠.

从图中可以看出,模糊控制下的机械制动和能量再生制动力矩变化都较为平稳,没有出现大的超调,车辆制动力矩能够很快达到稳定值,并基本维持在恒值附近,这说明模糊控制过程对于制动过程的稳定性起到一定作用.而在PID控制下,系统超调量增大,机械制动力在制动初期变化较为剧烈,这给制动稳定性带来不利的影响.

再生制动力矩曲线下所包围的面积为外界对 能量再生系统所作的功,在一定程度上反映了系 统吸收转化和储存制动能量的多少.由上图可见, 制动强度越大,系统所吸收的能量越少,制动能量 的回收利用率越低;相反,制动强度较小时,制动 能量的回收利用率较高,但在长时间持续制动情 况下,由于蓄能器的储能能力有限,系统压力超过 额定压力后,高压油液溢流,制动能量回收效率反 而下降.

#### 6 结论(Conclusion)

针对履带车辆能量再生制动系统和机械制动 系统组成的联合制动系统,本文分析了联合制动 系统的工作原理,建立了系统仿真模型,提出了基 于模糊控制的制动力分配策略.仿真结果表明:联 合制动模糊控制策略满足履带车辆制动稳定性的 要求,能够保证不同制动强度下制动安全性,满足 制动能量的回收效率.同时,相比PID控制,模糊控 制策略的有效性还体现在系统响应较快,系统超 调较小和各制动力矩的平稳变化.然而,履带车辆 行驶工况复杂,制动过程中外界影响因素较多,本 文中的仿真研究仅考虑了有限的几个因素,与实 际仍有较大差别,将在下一步工作中对控制策略 的有效性进行实验验证,并对控制系统作进一步 完善.

#### 参考文献(References):

- 赵广俊, 吕建刚, 宋彬, 等. 履带车辆液压储能式制动能量再生系 统建模与仿真分析[J]. 机电工程, 2010, 27(3): 45 – 48.
   (ZHAO Guangjun, LÜ Jiangang, SONG Bin, et al. Modeling and simulation analysis of tracked vehicle hydraulic reservoir regenerative braking system[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2010, 27(3): 45 – 48.)
- [2] 孙衍石, 靳宝全, 熊晓燕. 电液伺服比例阀控缸位置控制系统AMESim/MATLAB联合仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2009,

29(4): 38 – 42.

(SUN Yanshi, JIN Baoquan, XIONG Xiaoyan. Research united simulation of electro-hydraulic servo-proportional valve controlled cylinder servo position system[J]. *Hydraulic Pneumatics & Seals*, 2009, 29(4): 38 – 42.)

- [3] 朱凡, 孙运强, 叶树明. 重型车辆联合制动液压系统非线性建模与 分析[J]. 机电工程, 2007, 24(6): 80 – 82.
  (ZHU Fan, SUN Yunqiang, YE Shuming. Nonliiear modeling and analysis of hydraulic control system for combined brake of heavy vehicle[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2007, 24(6): 80 – 82.)
- [4] 彭栋, 殷承良, 张建武, 等. 基于模糊控制的并联式混合动力汽车制动控制系统[J]. 古林大学学报(工学版), 2007, 37(3), 756 761.
  (PENG Dong, YIN Chengliang, ZHANG Jianwu, et al. Braking control system for parallel hybrid electric vehicle with fuzzy control logic[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2007, 37(4): 756 761.)
- [5] 张岚, 弓海霞, 刘宇辉. 新编实用液压技术手册[M]. 北京: 人民邮 电出版社, 2008.
- [6] 李伟, 马吉胜, 李志强, 等. 履带车辆紧急制动动力学仿真分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(7), 179 182.
  (LI Wei, MA Jisheng, LI Zhiqiang, et al. Dynamic simulation analysis for emergent braking of a tracked vehicle[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(7), 179 182.)
- [7] SHU J, XIONG W W, YIN C L, et al. Effective regenerative braking control for smooth stop of a hybrid electric bus[C] //IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Harbin, China: IEEE, 2008: 987 – 993.
- [8] LU X Y, HEDRICK J K. Heavy-duty vehicle modeling and longitudenal control[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(4): 653 – 669.
- [9] NADERI PEYMAN, MIRSALIM MOJTABA, BATHAEE M TAGHI, et al. Fuzzy controller design for parallel hybrid vehicle anal-

ysis using forward simulation[C] //IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Dearborn, MI(US): IEEE, 2009: 234 – 241.

- [10] 李世刚, 谭彧, 谢斌. 模糊控制在液压混合动力车辅助驱动单元中的应用[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007, 34(2): 32 34.
  (LI Shigang, TAN Yu, XIE Binl. Fuzzy control in assistance drives unit of hydraulic hybrid vehicles[J]. *Tractor & Farm Transporter*, 2007, 34(2): 32 34.)
- [11] 资新运, 杜常清, 张增建, 等. 混合动力汽车模糊逻辑转矩管理策 略仿真[J]. 武汉理工大学学报, 2008, 30(4): 562 - 564.
  (ZI Xinyun, DU Changqing, ZHANG Zengjian, et al. Fuzzy logicbased energymanagement strategies for hybrid electric vehicl[J]. *Journal of WUT (Information&Management Engineering*, 2008, 30(4): 562 - 564.)
- [12] 何仁,陈庆樟. 汽车制动能量再生系统制动力分配研究[J]. 兵工学报, 2009, 30(2): 205 208.
  (HE Ren, CHEN Qingzhang. Research on braking force distribution of regenerative braking system of car[J]. Acta Armamentarii, 2009, 30(2): 205 208.)

作者简介:

**赵广俊** (1984—), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆控制技术 自动化 E mail: kingup 5421 @ ing agent

及自动化, E-mail: bingyu5431@sina.com;

**吕建刚** (1964—), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向为车辆机电 液控制及自动化, E-mail: lvjg123@sina.com;

**宋 彬** (1979—), 男, 博士研究生, 研究方向为履带车辆动力

学, E-mail: songbin1979@sina.com;

**郭 博** (1986—), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆液力制动, E-mail: guobo1986@sina.com.